

FRENCH REPUBLIC  
MINISTRY OF INDUSTRIAL PRODUCTIONINDUSTRIAL PROPERTY SERVICE  
PATENT OF INVENTION

Gr. 5. — Cl. 8.

N° 916.277

**Turbine with maximum utilization of energy and multi-purpose use.**

Mr. JEAN SAUMON, alias ADRIEN, of France (Charente).

Applied for on September 20th, 1945; at 10:00 hours; at Angoulême  
Issued on August 19th, 1946. — Published on December 2nd, 1946.

Present-day motor power generators have a practical efficiency of only one third to one fourth in general. While the construction of hydraulic or steam turbines is not too complicated, the construction of internal combustion engines is much more difficult and expensive to achieve: camshafts, crankshafts, etc. A turbine of the following type would make more sense.

A solid metallic sphere is crossed transversally by a shaft (fig. 1). Perpendicular to the shaft, in the middle of the sphere, a V gorge of 20° cuts the sphere in two disks A, B, which are immovably attached to the two shafts C, D. In practical construction the disks, cast in the appropriate shape, are placed in the position viewed from above in fig. 2, and the shafts are each assembled in two ball bearings. In the rotation movement the two disks will meet exactly in B, dead centre, while in the opposite side the gap will be of about 40°, as in P.

As it is absolutely essential that these two disks rotate in perfect concordance, this aim will be reached by connecting them in three possible ways:

By central gearwheels: the gearwheel G is firmly attached to the C shaft and to the A disk. The gearwheel H is immovably attached to disk B and to shaft D (fig. 3). In a turbine with 2 m in diameter with gearwheels of 0.60 m the cogs

will be 0.20 m long: with this large size the wear and tear will be minimal.

By cogs, I, carved in a radius-like fashion on the disks (fig. 4), where this cog size is such that several of them are engaged at one time, so that the pressure between them will be so weak as to require water as the only lubricating agent, with leaks being impossible in dead centre B.

By 2 pairs of gearwheels J and K (fig. 5) joining shafts C and D on shaft L. Depending on the ratio of the gearwheels, the rotation of shaft L will be more or less rapid and it will be possible to connect several turbines on this same shaft L, without forcing them to turn in opposite directions from one another, except when they are on each side of said shaft L.

In order to have a sturdy assembly of disks on the shafts, shaft D, for instance, will have a plate in M, and it will be slightly cone-shaped. To disassemble, it is required to screw a few bolts in threaded holes of the plate. This way the disk will be driven out. The plate holes will be spaced some  $\frac{1}{10}$  in regard to the cogs of the gearwheel, which will enable another position to catch up the blade play.

If a waterstream is directed against gorge F (fig. 2), which in hydraulics is the working position, and if on the other hand each disk has 4 or 5 half blades securing the complete sealing, as shown in fig. 6, the disks will be driven at the liquid

Best Available Copy

speed and will recuperate all its thrust. Thus, the water will not even rub on any more because in this instance the disks will follow its movement.

— 2 —

The blades N of disk A and O of disk B will not need to overlap one on top of the other but only by a few millimeters when the gap is greatest. They will lean toward each other at an angle equivalent to  $\frac{1}{4}$  of the opening of gorge F, i.e.  $10^\circ$  approximately. Conversely, the blades of one disk can fit exactly the blades of the other, the position of these blades coming to the same point only in the next cycle. This fine tuning being done, the leaks should be nil. The inconvenience of these blades is that they require a rather large housing P in the opposite disk, in position R, which represents a loss of energy. The best is to make them in the shape of saw teeth reversed in one disk in relation to those of the other disk (fig. 7). They should be as narrow as possible in Q, with just the necessary thickness to get clear, like the cogs of gears in rotation. For a reason that will be explained further down, these blades can be dismantled. The disks are to be left in their initial form (fig. 1 and 2); gorges will be carved in them with the shape of a swallow tail where the blades will be inserted and secured by means of screws or bolts.

To avoid loss of lubricant, the two coupling gearwheels G and H will be covered by a dome R immovably attached to the gearwheel H and to disk B where it will be bolted on. As the movement is one rotation, the back of gearwheel G, the dome and its housing in disk A will all be spherical. The loss of surface on the blades, caused by the gearwheel and the dome, will be less significant and the exhaust will be easier. To assemble this dome, the blades must be removable. To complete the waterproofing of the lubrication of gearwheel G it will require a type of segment S. This lubrication of gearwheels G and H will be done either by one of the hollow shafts or by a hole in T crossing

disk-gear and visible by one opening pierced in the shell. The way the main motor or receptor parts work having been defined, it is apparent that these disks and blades, always spherical, must be enclosed in a double-domed shell equally spherical. Fig. 8 sketches half of the inner side of disk A.

Regarding the hydraulic functioning, the best position of dead centre E and gorge F will be situated on the oblique line of figure 8. The water will get in through a triangular opening U uncovering totally the beginning of the gorge between disks. By reason of the rotation of the blade and of the divergence of the disks, which creates a larger housing, it is useful to have a second inlet V. With 5 blades and taking into consideration the liquid's lack of compressibility, the exhaust will start at about  $70^\circ$  after this second intake and it will be totally opened vertically. It will easily be completed up to dead centre E, with the help of the centrifugal force. During the  $70^\circ$  where the thrust is strongest it will undoubtedly be necessary to install a compressor W to avoid the waterhammers. Fig. 9 shows the turbine enclosed in its half-shells in a position viewed from above. The shafts and their bearings will be placed in a type of pipe cast in one piece with which they form a solid unit. Strong ball bearings will keep disks in contact without forcing at dead centre. The functioning will be very easy, without friction, save for the little segment 8 and watertightness seals described further down. The spherical movements will avoid and eliminate any alternate movement.

By reversing the motion, this turbine becomes a pump with a strong output at low speeds.

Steam supply: — Because of water's lack of elasticity, the divergence of the disks or the gorge's angle can but scarcely be  $40^\circ$ . Besides, at a greater angle the dome covering the gearwheels cannot be easily built. On the other hand, using gases and by reason of their suppleness the angle of the gorge can reach  $60^\circ$  (fig. 10). In this case each disk won't have but

Best Available Copy

two half blades diametrically opposite, always shaped like saw teeth. The surfaces in contact will more or less have the shape indicated in fig. 4. For water as well as for gas the watertightness and gastightness will be achieved by double-thickness plaques made out of a soft metal as in a crown-shaped seal in a gorge as close as possible to the rim on the disks and the blades. They will slightly be pressed against the inside of the shell and over the shell in disk A by means of small springs. They will be kept in place in X (fig. 4) by screws with spur-like projections.

A small piston Y with drawer movement will allow the intake of steam through a single opening. Its movement is ensured by a runner Z having 2 conical cams moving on a ribbed shaft with the help of metal weights that are put in motion by centrifugal force. Thus, this small piston while having a drawer movement will function as a regulator.

— 3 —

The continual intake would lose the advantage of the reduction in pressure. The turbine's spherical body is to be heat insulated in order to avoid heat loss.

The running will be very smooth, 50 to 10,000 revolutions. Fig. 11 presents the front view of the cylinder's expanded form (fig. 12), which is a reduction to  $\frac{1}{10}$  of a 0.40 m turbine.

In this turbine with a 0.40 m diameter, the intake starts at about 0.10 m after point E and it will go on inversely proportionate to the pressure exerted on from 0.30 m to 0.50 m, i.e., from a to b. This thrust will end by the expansion up to the beginning of the exhaust c. Consequently, the intake and expansion will have an effect over 0.60 m approximately. The exhaust will run up to the dead centre E for about 0.30 m through this large opening, the exit will happen without any noise, all energy being totally spent. If one would make a complete condensation of this exhaust in an airtight reservoir, a piston could recapture the liquid, thus increasing power. Fig

13 depicts a side view of the turbine, with at the level of the intake opening from E to a and the wide opening for the exhaust from c to E.

Feeding by internal combustion. — The main construction is always the same, as with steam. If possible one should utilize for the disks metals with an expansion coefficient lower than the coefficient of the metal used for the shell.

Fig. 14 shows a side view of a fixed motor whereby the disks are in contact in E, therefore on side of inlet d and gas outlet e. A very large exhaust with radiator recovers the maximum of thermal energy from gases; cooling of these gases helps their expulsion.

The shell should also be horizontally cut at the assembly brim f; it should be surrounded by a water jacket g. The recovered steam is gathered under dome h, which in this case can be bigger or taller. In the important types it will be necessary to cool the disks. To this effect, each shaft will either have holes or be made up of hollow pipes for water circulation. In order to set the flow in motion, a piece of shaft j (fig. 15) should be screwed on the external part i (fig. 5) of the shaft on each disk. A metal sheet put between these two shafts will prevent the possible leakage of water into the crankcase. On this end of the shaft a box with two compartments should be set having a cold water inlet k and a hot water outlet l. This box is to be firmly fixed by a lug coming from the crankcase, while on the inside, attached to the shaft in rotation, two spiraled pipes (fig. 16) installed in opposite direction to each other, each in its own casing, will gather and discharge the liquid. The wall between the two compartments simply prevents the mixing of the waters while the one on the side of the crankshaft will be set with a ring m which will be well enough kept in its position by the pressure on the crown supporting the spiral and it will prevent leakage.

Functioning. — To start the initial burning, air is brought a little in advance into a tube, which we may call exploder, and the fuel is spurted on

Best Available Copy

an electric resistance that had become red hot in 10 to 20 seconds. Air and fuel will be supplied by two small pistons parallel to this exploder *n* which will be driven by 2 pairs of conical cams *o*, *p* which, by sliding on the shaft *q*, work as regulator. This exploder is composed by a tube *r* with the shape of the beginning of the gorge between disks (fig.17). This first tube is surrounded by a larger one, leaving between them a jacket *s*, which will collect the steam gathered inside the dome. The purpose of this steam is at the same time to avoid the excess heat from the first tube. It will constitute a lagging for the gas arriving on the disks and it will help push the blades. Supplied with steam or gas, this turbine can work in any position; however, the supplying and lubricating can be hampered by it.

Start up. — After heating up the resistance, a few rotations will make the injections very easy because there is no compression to be overcome. An electric generator (dynamo) coiled on the shaft will suffice easily. The effect won't be  $\frac{1}{20}$  of the one required for the start up of today's motors.

As with steam there will be 2 driving thrusts per turn, this will be equivalent to a 4 cylinder motor. While average cylinders only have a stroke of 0.10 m and a bore of 0.08 m, or 50 cm<sup>2</sup>. The turbine, for example of 0.40 m. in diameter, will have a thrust of 0.60 m over 180 cm<sup>2</sup>.

— 4 —

The range of 0.15 m to 0.50 m in diameter will be large enough to satisfy the needs for cars and trucks of great tonnage, even using weak ratios of pressure.

On the other hand, while in today's motors the exhaust absorbs  $\frac{1}{3}$  of the power, in this turbine it is wasted only slightly and above all without noise. This large exhaust opening will be closed by two metal sheets having a space between

them; the one on the inside will have many holes made in greater number on the brim to force the gases to spread in the radiator *e* (fig.14). The external door will have in *r* the beginning of the exhaust pipe (fig.17)

For automobiles, a valve installed in this pipe will ensure a smooth braking downhill. For these different purposes, parts subjected to water, steam and combustion should be made, if possible, in stainless metal.

### SUMMARY

A better cost price, the manufacturing being much simpler than at present, save for the hydraulic version

For different purposes, the efficiency will be three times greater.

Size and weight will be reduced by more than half.

Therefore no alternate movements, no friction, little wear and tear, negligible need for lubrication.

It works in any position; very smooth with gas from 50 to 5,000 rotations:

No need for gearbox, ever.

Exhaust without any noise.

Maximum recovery of thermal power.

Possible use of non-flammable fuel at normal temperatures; no risk of fire.

Easy start up; operation doesn't require any special knowledge.

Therefore motor driven machines become within reach of everybody.

Jean SAUMON, alias ADRIEN.

Best Available Copy

THE PATENT/TRADE-MARK OFFICE HEREBY  
ACKNOWLEDGES RECEIPT OF THE FOLLOWING:

Supplemental Information Disclosure Statement  
(1 page), list of cited patents (1 page), copy  
of each listed item, receipt card.

DATED: June 27, 1996

APPLICANT: James Klassen

SERIAL NO.: 08/401,264

FILE NO.:

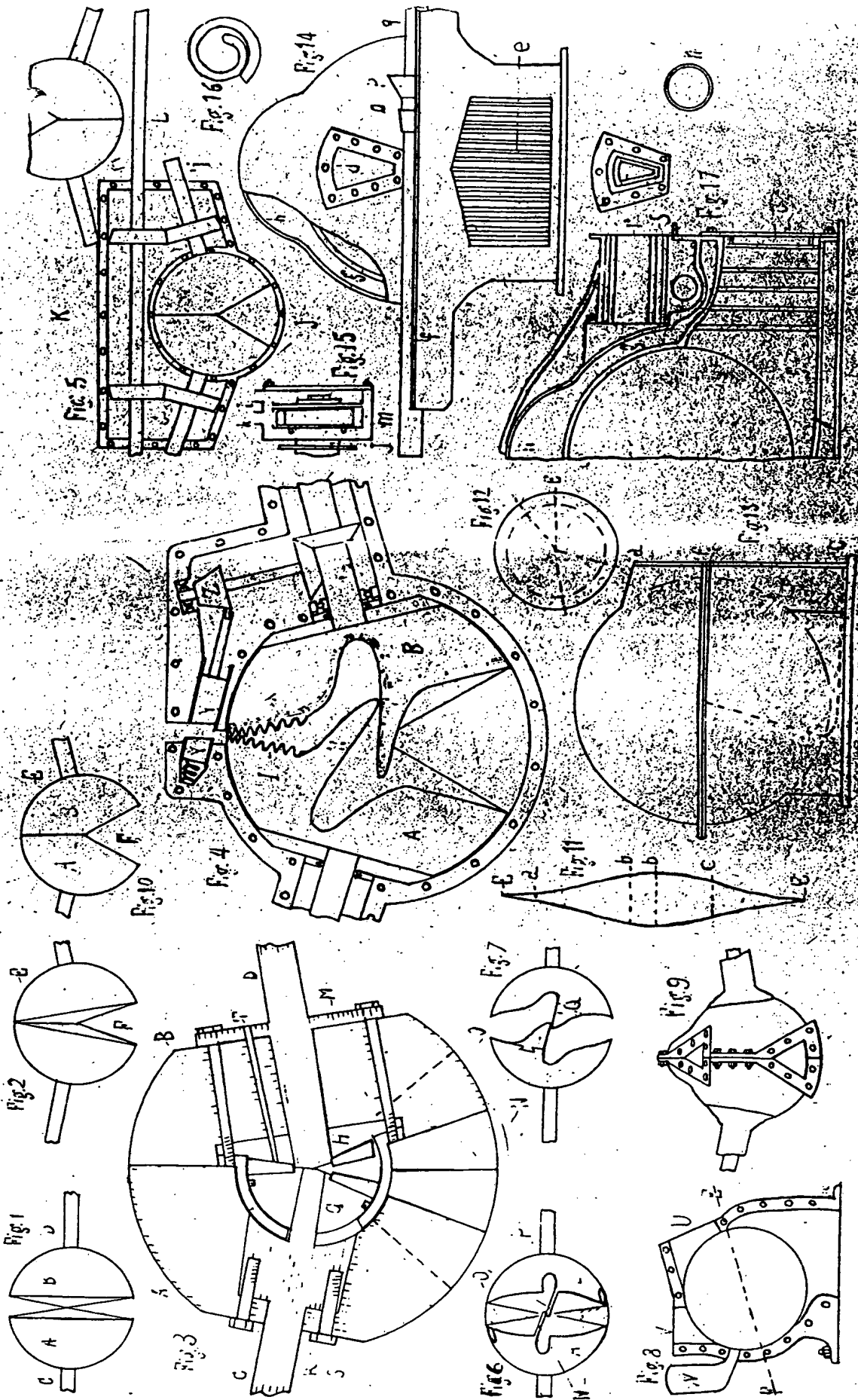
DUE DATE:



(KINDLY APPLY  
OFFICIAL RECEIPT  
STAMP HERE.)

Best Available Copy

Best Available Copy



MINISTÈRE DE LA PRODUCTION INDUSTRIELLE

SERVICE DE LA PROPRIÉTÉ INDUSTRIELLE

# BREVET D'INVENTION.

Gr. 5. — Cl. 8.

N° 916.277

Turbine à utilisation maximum d'énergie et à emplois multiples.

M. JEAN SAUMON, dit ADRIEN, résidant en France (Charente).

Demandé le 20 septembre 1945, à 10 heures, à Angoulême.

Délivré le 19 août 1946. — Publié le 2 décembre 1946.

Les générateurs actuels de force motrice n'ont un rendement pratique que d'un tiers ou d'un quart en général. Si la construction des turbines hydrauliques ou à vapeur n'est pas trop compliquée, par contre celle des moteurs d'explosion ou à combustion est bien plus difficile et coûteuse, arbres à cames, vilebrequin, etc. Plus rationnel serait le fonctionnement de la turbine du genre suivant.

Une sphère métallique pleine est percée transversalement, par un arbre (fig. 1). Perpendiculairement à l'arbre au milieu de la sphère, une gorge en V de 20° découpe deux disques A, B qui sont solidaires de deux arbres C, D. En construction pratique, les disques venus de fonte à la forme voulue sont placés dans la position vue de dessus de la fig. 2 et les arbres, chacun sur deux roulements à billes. Dans le mouvement de rotation, les disques coïncideront en E, point mort, alors qu'à l'opposé leur écartement affectera un angle de 40° environ en F.

Comme il est indispensable que ces deux disques aient une parfaite concordance de rotation, ceci sera obtenu par les trois genres d'accouplements suivants.

Par pignons centraux; le pignon G est solidaire de l'arbre C et du disque A, le pignon H est fixé au disque B et à l'arbre D (fig. 3). Sur une turbine de 2 m. de diamètre avec des pignons de 0 m. 60, la denture aura 0 m. 20 de longueur; avec cette forte dimension, l'usure sera minime.

Par denture 1 taillée en rayonnage sur les disques (fig. 4) avec cette grandeur de denture où plusieurs dents seront à la fois en prise, la pression entre elles sera si faible que l'eau seule fera le graissage et les fuites seront impossibles au point mort E.

Par 2 paires de pignons J et K (fig. 5) accouplant les arbres C et D sur l'arbre L, suivant le rapport des pignons, la rotation de l'arbre L sera plus ou moins rapide et il sera possible d'accoupler plusieurs turbines sur ce même arbre L, sans les obliger à tourner inversement l'une de l'autre, sauf quand elles seront de chaque côté dudit arbre L.

Pour avoir un solide montage des disques sur leurs arbres, l'arbre D par exemple aura un plateau en M et sera légèrement conique. Le démontage se fera en vissant des boulons dans des trous filetés du plateau. De la sorte, le disque sera chassé. Les trous du plateau seront décalés de quelques 1/10 par rapport à la denture du pignon, ce qui permettra à une autre position de rattraper le jeu des aubes.

Si dans la gorge F (fig. 2), qui est en hydraulique la position de marche, est dirigée une colonne d'eau, et si par ailleurs chaque disque porte 4 ou 5 demi-aubes assurant l'obturation complète comme l'indique la fig. 6, les disques seront entraînés à la vitesse du liquide et récupéreront toute sa poussée. Ainsi l'eau ne frottera même plus puisqu'à ce moment les disques feront conduite et suivront son mouvement. Les aubes

N du disque A et O du disque B n'auront besoin de déborder l'une sur l'autre que de quelques millimètres à l'écartement maxima. Elles seront inclinées l'une vers l'autre d'un angle équivalent au  $1/4$  de l'écartement de la gorge F, soit environ  $10^\circ$ . Réciproquement, les aubes de chaque disque peuvent épouser les aubes de l'autre, la même position de ces aubes ne se retrouvant qu'au même point du cycle suivant.

La mise au point assurée, les fuites doivent être nulles. L'inconvénient de ces aubes est de demander un assez grand logement P dans le disque opposé, à la position E, ce qui constitue une perte d'énergie. Le mieux est de les faire en forme de dents de scie inversées d'un disque par rapport à l'autre (fig. 7). Elles seront aussi étroites que possible en Q, juste l'épaisseur nécessaire pour se dégager à l'instar de dents d'engrenage en rotation. Pour une raison dont il sera fait état plus loin, ces aubes seront démontables. Les disques seront laissés dans leur forme initiale (fig. 1 et 2); il leur sera fait des gorges à queue d'aronde (fig. 7) ou seront glissées les aubes maintenues ensuite par vis ou boulons.

Pour éviter la perte de lubrifiant, les deux pignons d'accouplement G et H seront recouverts d'une calotte R solidaire du pignon H et du disque B où elle sera boulonnée. Comme le mouvement est une rotation, le dos du pignon G, la calotte et son logement dans le disque A seront sphériques. La perte de surface occasionnée par le pignon et la calotte sur les aubes sera peu importante et l'échappement sera plus facile. Pour le montage de cette calotte, les aubes doivent donc être amovibles. Pour compléter l'étanchéité du graissage du pignon G, portera un genre de segment S. Ce graissage des pignons G et H se fera soit par un des arbres creux, soit par un trou en T traversant le disque-engrenage et visible par une ouverture percée dans la coquille. La marche des organes moteurs ou récepteurs étant précisée, il est évident que ces disques et aubes toujours sphériques doivent être enfermés dans une coquille également sphérique à double calotte. La fig. 8 schématise la moitié face interne côté du disque A.

Pour la marche hydraulique, la meilleure position du point mort E et de la gorge F se situera sur la ligne oblique de la fig. 8. L'entrée de l'eau se fera par une ouverture triangulaire

laire U découvrant totalement le début de la gorge entre les disques. En raison de la rotation de l'aube et de la divergence des disques qui crée un logement plus grand, il est utile d'avoir une deuxième admission V. Avec 5 aubes et compte tenu de l'incompressibilité du liquide, l'échappement débutera environ à  $70^\circ$  après cette deuxième admission et sera ouvert totalement à la verticale. Il s'achèvera facilement jusqu'au point mort E, la force centrifuge aidant. Pendant les  $70^\circ$  où la poussée est la plus forte, il sera sans doute nécessaire de placer un compresseur W évitant les coups du bélier. La fig. 9 représente la turbine enfermée dans ses demi-coquilles dans la position vue de dessus. Les arbres et leurs roulements seront logés dans un genre de tube formant palier monobloc. De fortes butées à billes maintiendront les disques en contact sans forcer au point mort. La marche sera très facile, aucun frottement, sauf celui du petit segment S, et plaquettes d'étanchéité décrites plus loin. Les mouvements sphériques écarteront et supprimeront tout mouvement alternatif.

En inversant, la marche de cette turbine devient pompe donnant un fort débit à de faibles vitesses.

Alimentation à la vapeur. — En raison de l'inélasticité de l'eau, la divergence des disques ou l'angle de la gorge ne peut guère être que de  $40^\circ$ . D'ailleurs, à un angle plus grand, la calotte recouvrant les pignons ne peut se construire facilement. Par contre, avec les gaz et du fait de leur souplesse, l'angle de la gorge pourra avoir  $60^\circ$  (fig. 10). Ici, chaque disque n'aura que deux demi-aubes d'amétralement opposées, toujours en dents de scie. Les faces en contact auront à peu près la forme de la fig. 4. Aussi bien pour l'eau que pour les gaz, l'étanchéité sera réalisée par deux épaisseurs de plaquettes en métal doux formant couronne dans une gorge le plus près possible du bord sur les disques et les aubes. Elles seront légèrement appuyées à l'intérieur de la coquille et sur la coquille dans le disque A par des petits ressorts. Elles seront maintenues en X (fig. 4) par des vis faisant ergot.

Un petit piston Y faisant trois permettra l'entrée de la vapeur par une seule ouverture. Son mouvement sera assuré par un coulisseau Z portant 2 cames coniques se déplaçant sur un arbre cannelé à l'aide de masselottes mises en



mouvement par la force centrifuge. Ainsi ce petit piston, tout en faisant tiroir, fera régulateur.

L'admission continue perdrait le bénéfice de la détente. Le corps sphérique de la turbine sera calorifugé pour éviter les pertes de chaleur.

La marche sera très souple, 50 à 10.000 tours. La fig. 11 représente la forme déployée et vue de face de la cylindrée (fig. 12), laquelle est la réduction au 1/10 d'une turbine de 0 m. 40.

Dans cette turbine de 0 m. 40 de diamètre, l'admission débutera environ 0 m. 10 après le point E et se continuera inversement proportionnelle aux pressions employées sur 0 m. 30 à 0 m. 50, soit de  $a$  à  $b$ . Cette poussée se terminera par la détente jusqu'au début de l'échappement  $c$ . Admission et détente auront donc effet sur environ 0 m. 60. L'échappement aura une course jusqu'au point mort E d'environ 0 m. 30 par cette vaste ouverture, la sortie se fera sans bruit, l'énergie étant complètement épuisée. Si l'on faisait à cet échappement une complète condensation dans un réservoir étanche, un piston reprendrait le liquide, ainsi la puissance augmenterait. La fig. 13 représente la turbine, vue de côté, avec la hauteur de l'entrée d'admission de E à  $a$  et l'ample échappement de  $c$  à E.

Alimentation par combustion interne. — La construction principale est toujours la même qu'avec la vapeur. Si possible, on utilisera pour les disques des métaux ayant un coefficient de dilatation moindre que celui de la coquille.

La fig. 14 représente un moteur fixe vu du côté où les disques se touchent en E, donc côté entrée  $d$  et sortie des gaz  $e$ . Un très grand échappement avec radiateur récupère le maximum de l'énergie thermique des gaz et leur refroidissement facilite l'expulsion.

La coquille se découpera elle aussi horizontalement au rebord d'assemblage  $f$ , sera entourée d'une chemise d'eau  $g$ . La vapeur obtenue se rassemblera dans le dôme  $h$  qui, le cas échéant, pourra être plus grand ou plus haut. Dans les types importants, il faudra refroidir les disques. A cet effet, chaque arbre sera soit percé, soit constitué par des tubes creux à circulation d'eau. Pour établir cette circulation, il sera vissé sur le bout extérieur en  $i$  (fig. 5) de l'arbre de chaque disque un bout d'arbre  $j$  (fig. 15). Une feuille de tôle placée entre ces 2 arbres évitera

l'entrée dans le carter des fuites d'eau possibles. Sur ce bout d'arbre, il sera établi une boîte formant deux compartiments avec en  $k$  l'entrée de l'eau froide et en  $l$  la sortie de l'eau chaude. Cette boîte sera maintenue immobile par un ergotage venant du carter, tandis qu'à l'intérieur, fixés à l'arbre en rotation, deux tuyaux en spirale (fig. 16), placés en sens inverse l'un de l'autre, chacun dans son compartiment, capteront et rejeteront le liquide. La cloison entre les deux compartiments empêchera simplement le mélange de l'eau tandis que celle du côté du carter sera munie d'une bague  $m$  qui sera suffisamment maintenue par la pression sur la couronne portant la spirale et empêchera les fuites.

Marche. — L'on introduira dans un tuyau, que l'on appellera explosor, l'air un peu en avance et le carburant giclé sur une résistance électrique rougie en 10 ou 20 secondes qui fera les inflammations initiales. L'air et le carburant seront fournis par 2 petits pistons parallèles à cet explosor  $n$  pour l'air actionnés également par 2 paires de cames coniques  $o$ ,  $p$  qui, coulisant sur l'arbre  $q$ , feront régulateur. Cet explosor sera constitué par un tuyau  $r$  à la forme du début de gorge entre les disques (fig. 17). Ce premier tuyau sera entouré d'un plus grand laissant entre eux une chemise  $s$  qui recevra la vapeur captée dans le dôme. Cette vapeur aura pour but d'éviter l'excès de chaleur du premier tuyau en même temps. Elle constituera une enveloppe des gaz arrivant sur les disques et aidera à pousser les aubes. Alimentée avec la vapeur ou au gaz, cette turbine peut marcher dans n'importe quelle position, cependant l'alimentation et le graissage peuvent en être gênés.

Mise en route. — Après le réchauffement de la résistance, la rotation de quelques tours pour faire les injections sera très facile, pas de compression à vaincre. Une dynamo bobinée sur l'arbre suffira facilement, l'effet ne sera pas le 1/20 de celui exigé pour le départ des moteurs actuels.

Comme à la vapeur il y aura 2 poussées motrices par tours, ce qui équivaudra à un 4 cylindres. Alors que les moyens cylindres n'ont que 0 m. 10 de course et 0 m. 08 d'alésage ou 50 cm<sup>2</sup>. La turbine, par exemple de 0 m. 40 de diamètre, utilisera une poussée de 0 m. 60 sur 180 cm<sup>2</sup>.

La gamme de 0 m. 15 à 0 m. 50 de diamètre devra largement satisfaire les besoins pour les voitures et les camions de fort tonnage. Même en employant de faibles taux de pression.

- 5 Par ailleurs, alors que, dans les moteurs actuels, l'échappement absorbe 1/3 de la force, il restera dans cette turbine légèrement moteur et surtout sans bruit. Cette grande ouverture d'échappement sera fermée par deux tôles ayant  
10 un espace entre elles, celle intérieure sera percée de trous plus nombreux sur ses bords afin d'obliger les gaz à cheminer et se répartir dans le radiateur *e* (fig. 14). La porte extérieure portera en *t* le départ du tuyau d'échappement (fig. 17).  
15 Pour les voitures automobiles, une vanne placée sur ce tuyau assurera un freinage doux dans les descentes. Dans ces différents emplois, les pièces exposées à l'eau, à la vapeur et à la combustion devraient si possible être en métal  
20 inoxydable.

#### RÉSUMÉ.

Meilleur prix de revient, la construction étant

plus simple qu'actuellement, sauf en mécanique.

Dans les divers emplois, les rendements seront 25 triplés. L'encombrement et le poids seront réduits de plus de moitié. Donc pas de mouvements alternatifs, pas de frottements, peu d'usure, graissage insignifiant.

Marche dans n'importe quelle position, très 30 souple avec les gaz de 50 à 5.000 tours.

Plus besoin de boîte de vitesses.

Echappement sans aucun bruit.

Récupération au maximum de la puissance 35 thermique.

Possibilité d'emploi de carburant ininflammable aux températures courantes; pas de risques d'incendie.

Mise en route facile; conduite sans connaissance spéciale. 40

Mettant ainsi à la portée de tous les machines motorisées.

JEAN SAUMON, dit ADRIEN.

Best Available Copy